

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-348753  
(43)Date of publication of application : 21.12.1999

(51)Int.Cl. B60T 8/24  
B60T 8/58

(21)Application number : 10-332652 (71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP  
(22)Date of filing : 24.11.1998 (72)Inventor : YOKOYAMA TATSUAKI  
TSUBOI TOSHIHIRO

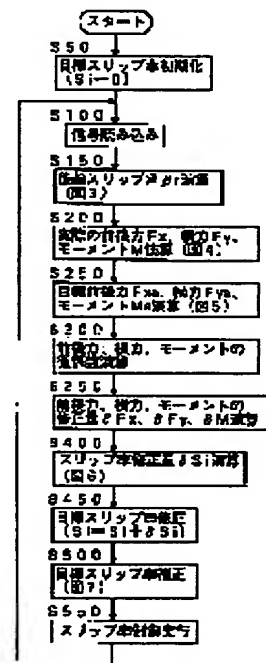
(30)Priority  
Priority number : 10114126 Priority date : 09.04.1998 Priority country : JP

## (54) MOTION CONTROL DEVICE FOR VEHICLE

### (57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To improve accuracy of motion control of a vehicle.

SOLUTION: A target front and rear force  $F_{xa}$ , a lateral force  $F_{ya}$ , and a target moment  $M_a$  as a sum of the front and rear force, lateral force of a vehicle at the time when a slip rate  $S_i$  of each wheel is 0 and a target front and rear force  $F_{xt}$  and a target moment  $M_t$  of behavior control are calculated (S250), and a differential coefficient indicating changes  $dF_x$ ,  $dF_y$  and  $dM$  of the front and rear force, lateral force and moment against a small change  $dS_i$  of the slip rate of each wheel is calculated (S300). Based on the difference between the target values and the actual values of the front and rear force, lateral force and moment and the differential coefficient, modified amounts  $\Delta F_x$ ,  $\Delta F_y$  and  $\Delta M$  of the front and rear force, lateral force and moment are calculated (S200, 350), a modified amount  $\Delta S_i$  of the slip rate of each wheel to achieve these modified amounts are calculated (S400), a current target slip rate  $S_i$  is calculated by modifying the previously calculated target slip rate by the slip rate modified amount  $\Delta S_i$  (S450), and a braking force of each wheel is controlled so that the actual slip rates of each wheel become the target slip rates (S550).



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 29.02.2000  
[Date of sending the examiner's decision of rejection] 15.04.2003  
[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]  
[Date of final disposal for application]  
[Patent number] 3458734  
[Date of registration] 08.08.2003  
[Number of appeal against examiner's decision of rejection] 2003-08537  
[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection] 15.05.2003  
[Date of extinction of right]

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平11-348753

(43)公開日 平成11年(1999)12月21日

(51)Int.Cl.<sup>8</sup>

B 6 0 T 8/24

8/58

識別記号

F I

B 6 0 T 8/24

8/58

Z

審査請求 未請求 請求項の数10 O L (全 16 頁)

(21)出願番号 特願平10-332652

(22)出願日 平成10年(1998)11月24日

(31)優先権主張番号 特願平10-114126

(32)優先日 平10(1998)4月9日

(33)優先権主張国 日本 (J P)

(71)出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72)発明者 横山 竜昭

愛知県豊田市トヨタ町1番地トヨタ自動車株式会社内

(72)発明者 坪井 敏弘

愛知県豊田市トヨタ町1番地トヨタ自動車株式会社内

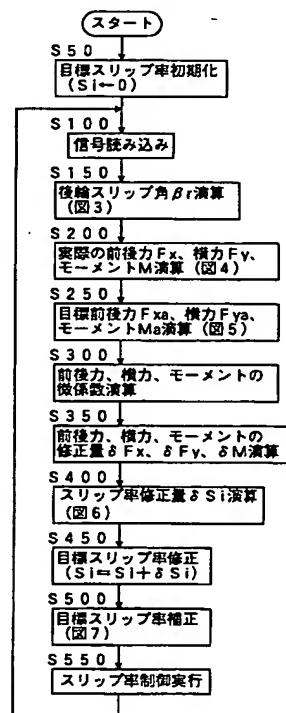
(74)代理人 弁理士 明石 昌毅

(54)【発明の名称】 車輛の運動制御装置

(57)【要約】

【課題】 車輛の運動制御の精度を向上させる。

【解決手段】 各輪のスリップ率 $S_i$ が0であるときの車輛の前後力、横力、モーメントと挙動制御の目標前後力 $F_{xt}$ 及び目標モーメント $M_t$ との和として目標前後力 $F_{xa}$ 、横力 $F_{ya}$ 、モーメント $M_a$ を演算し(S250)、各輪のスリップ率の微小な変化 $dS_i$ に対する車輛の前後力、横力、モーメントの変化 $dF_x$ 、 $dF_y$ 、 $dM$ を示す微係数を演算する(S300)。前後力、横力、モーメントの目標値と実際の値との差及び微係数に基づき前後力、横力、モーメントの修正量 $\delta F_x$ 、 $\delta F_y$ 、 $\delta M$ を演算し(S200、350)、これらの修正量を達成するための各輪のスリップ率の修正量 $\delta S_i$ を演算し(S400)、前回演算された目標スリップ率をスリップ率修正量 $\delta S_i$ にて修正することにより今回の目標スリップ率 $S_i$ を演算し(S450)、各輪の実際のスリップ率が目標スリップ率になるよう各輪の制動力を制御する(S550)。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】車輪制御量の微少変化に対する車輛状態量の変化の微係数をタイヤモデルより算出する手段と、車輛の運動を安定化させるための車輛状態量の目標値を車輛モデル若しくは運転者の要求に基づき算出する手段と、前記微係数及び前記目標値を用いて収束演算により前記目標値を実現する各輪の目標制御量を算出する手段と、前記目標制御量を実現するよう車輪操作装置を制御する手段とを有することを特徴とする車輛の運動制御装置。

【請求項 2】前記車輛状態量は前後力、横力、ヨーモーメントの少なくとも何れかであることを特徴とする請求項 1 に記載の車輛の運動制御装置。

【請求項 3】前記各輪の目標制御量は目標スリップ率であることを特徴とする請求項 1 に記載の車輛の運動制御装置。

【請求項 4】前記各輪の目標制御量を算出する手段は「実際の車輛状態量とその目標値との偏差」と「前記微係数と目標制御量の変化量との積」との差、前記目標制御量の変化量、前記目標制御量とその変化量との和の二乗和からなる評価関数の値が最小になるよう前記各輪の目標制御量の変化量を収束演算により算出し、前記目標制御量の変化量にて前回算出された目標制御量を修正することを特徴とする請求項 1 に記載の車輛の運動制御装置。

【請求項 5】前記タイヤモデルは制動時の横力の低下、荷重移動、タイヤスリップ角、路面の摩擦係数を考慮したタイヤモデルであることを特徴とする請求項 1 に記載の車輛の運動制御装置。

【請求項 6】全ての車輪のスリップ率が零であるときの横力が推定され、該横力が車輛状態量の目標値としての目標横力に設定されることを特徴とする請求項 2 に記載の車輛の運動制御装置。

【請求項 7】ヨーモーメントの目標値及び後輪のスリップ角の符号が逆の関係であるときには、後輪の目標スリップ率が低減されることを特徴とする請求項 3 に記載の車輛の運動制御装置。

【請求項 8】前記目標スリップ率の算出に使用される前記タイヤモデルに於いて後輪のスリップ角が考慮され、該後輪のスリップ角に上限が設定されることを特徴とする請求項 3 に記載の車輛の運動制御装置。

【請求項 9】前記各輪の目標制御量は目標スリップ率であり、前記各輪の目標制御量を算出する手段は前記収束演算に際し各輪の目標スリップ率の変化量に対する重みを各輪の状態に応じて可変設定する重み設定手段を有することを特徴とする請求項 4 に記載の車輛の運動制御装置。

【請求項 10】前記重み設定手段は各輪のスリップ角に応じて前記重みを可変設定することを特徴とする請求項 9 に記載の車輛の運動制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車輛の運動制御装置に係り、更に詳細には車両の走行時の安定性を向上させる運動制御装置に係る。

## 【0002】

【従来の技術】自動車等の車輛の運動制御装置の一つとして、例えば本願出願人の出願にかかる特開平 9-48338 号公報に記載されている如く、車輛の旋回挙動を安定化させるために必要な目標ヨーモーメントを演算し、目標ヨーモーメントに基づきマップより各輪の目標スリップ率を演算し、各輪のスリップ率が目標スリップ率になるよう制動力を与える運動制御装置が従来より知られている。

【0003】かかる運動制御装置によれば、車輛の旋回挙動が不安定になると、車輛の旋回挙動を安定化させるに必要なヨーモーメントが車輛に与えられるので、スピンの如き不安定な挙動を抑制若しくは低減して車輛の旋回挙動を安定化させることができる。

## 【0004】

【発明が解決しようとする課題】一般に、車輛の挙動を安定化させるに必要なヨーモーメントと各輪のスリップ率との関係は車輛や環境の状況により変化するが、上述の如き従来の運動制御装置に於いては、運動制御装置に使用されるコンピュータのメモリ容量等の制約から各輪につき 2 乃至 3 程度の少数のマップしか設定することができず、従って挙動制御の精度に限界があり、そのため挙動制御効率は高いが車輛の安全性を損なう虞れがある後輪制動を積極的に使用することができない。

【0005】本発明は、車輛の挙動を安定化させるための目標ヨーモーメントに基づきマップより各輪の目標スリップ率が演算されるよう構成された従来の運動制御装置に於ける上述の如き問題に鑑みてなされたものであり、本発明の主要な課題は、マップを使用することなく各輪の制御量を演算することにより、車輛の運動制御の精度を向上させることである。

## 【0006】

【課題を解決するための手段】上述の主要な課題は、本発明によれば、請求項 1 の構成、即ち車輪制御量の微少変化に対する車輛状態量の変化の微係数をタイヤモデルより算出する手段と、車輛の運動を安定化させるための車輛状態量の目標値を車輛モデル若しくは運転者の要求に基づき算出する手段と、前記微係数及び前記目標値を用いて収束演算により前記目標値を実現する各輪の目標制御量を算出する手段と、前記目標制御量を実現するよう車輪操作装置を制御する手段とを有することを特徴とする車輛の運動制御装置によって達成される。

【0007】上記請求項 1 の構成によれば、車輪制御量の微少変化に対する車輛状態量の変化の微係数がタイヤモデルより算出され、車輛の運動を安定化させるための

車輪状態量の目標値が車輪モデル若しくは運転者の要求に基づき算出され、前記微係数及び前記目標値を用いて収束演算により前記目標値を実現する各輪の目標制御量が算出され、前記目標制御量を実現するよう車輪操作装置が制御されるので、多数のマップを要することなく各輪の制御量が目標制御量に高精度に制御され、これにより車輪の運動が確実に且つ適正に安定化される。

【0008】また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項1の構成に於いて、前記車輪状態量は前後力、横力、ヨーモーメントの少なくとも何れかであるよう構成される（請求項2の構成）。

【0009】請求項2の構成によれば、車輪状態量は前後力、横力、ヨーモーメントの少なくとも何れかであるので、車輪の運動を安定化させるための車輪状態量の目標値が確実に算出される。

【0010】また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項1の構成に於いて、前記各輪の目標制御量は目標スリップ率であるよう構成される（請求項3の構成）。

【0011】請求項3の構成によれば、各輪の目標制御量は目標スリップ率であるので、各輪の車輪速度の制御により目標制御量を容易に且つ確実に実現することが可能である。

【0012】また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項1の構成に於いて、前記各輪の目標制御量を算出する手段は「実際の車輪状態量とその目標値との偏差」と「前記微係数と目標制御量の変化量との積」との差、前記目標制御量の変化量、前記目標制御量とその変化量との和の二乗和からなる評価関数の値が最小になるよう前記各輪の目標制御量の変化量を収束演算により算出し、前記目標制御量の変化量にて前回算出された目標制御量を修正するよう構成される（請求項4の構成）。

【0013】請求項4の構成によれば、各輪の目標制御量を算出する手段は「実際の車輪状態量とその目標値との偏差」と「前記微係数と目標制御量の変化量との積」との差、前記目標制御量の変化量、前記目標制御量とその変化量との和の二乗和からなる評価関数の値が最小になるよう各輪の目標制御量の変化量が収束演算により算出され、該目標制御量の変化量にて前回算出された目標制御量が修正されるので、車輪の運動を安定化させるための車輪状態量の目標値を実現する各輪の目標制御量が確実に算出される。

【0014】また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項1の構成に於いて、前記タイヤモデルは制動時の横力の低下、荷重移動、タイヤスリップ角、路面の摩擦係数を考慮したタイヤモデルであるよう構成される（請求項5の構成）。

【0015】請求項5の構成によれば、タイヤモデルは制動時の横力の低下、荷重移動、タイヤスリップ角、路

面の摩擦係数を考慮したタイヤモデルであるので、車輪制御量の微小変化に対する車輪状態量の変化の微係数であって、車輪の運動を安定化させるに適した微係数が算出される。

【0016】また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項2の構成に於いて、全ての車輪のスリップ率が零であるときの横力が推定され、該横力が目標横力に設定されるよう構成される（請求項6の構成）。

【0017】請求項6の構成によれば、全ての車輪のスリップ率が零であるときの横力が推定され、該横力が車輪状態量の目標値としての目標横力に設定されるので、横力の不足に起因する車輪の安定性の悪化が確実に回避される。

【0018】また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項3の構成に於いて、ヨーレート及び後輪のスリップ角の符号の関係が車輪の通常の旋回時とは逆の関係であるときには、後輪の目標スリップ率が低減されるよう構成される（請求項7の構成）。

【0019】請求項3の構成に於いては、ヨーモーメントの目標値及び後輪のスリップ角の符号が逆の関係であるときには、後輪の横力を低下させてヨーモーメントの目標値を達成すべく後輪の目標スリップ率が高い値に算出される。かかる状況下にて後輪のスリップ角の符号が逆転すると、後輪の横力の方向も逆転する。しかし後輪の目標スリップ率が高く、後輪の横力が小さいので、ヨーモーメントの目標値が達成されず、そのため後輪の目標スリップ率が急激に低くなる。かかる後輪の目標スリップ率の急激な変化が例えばスラローム走行等の旋回方向の逆転時に発生すると、後輪の制動力の低減の如き車輪操作装置の制御が間に合わず、車輪のスピンが助長されることがある。

【0020】請求項7の構成によれば、ヨーモーメントの目標値及び後輪のスリップ角の符号が逆の関係であるときには、後輪の目標スリップ率が低減されるので、後輪のスリップ角の符号が逆転しても目標スリップ率は急激に変化せず、車輪操作装置の制御の遅れに起因して車輪のスピンが助長されることもない。

【0021】また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項3の構成に於いて、前記目標スリップ率の算出に使用される前記タイヤモデルに於いて後輪のスリップ角が考慮され、該後輪のスリップ角に上限が設定されるよう構成される（請求項8の構成）。

【0022】請求項3の構成に於いては、後輪のスリップ角が大きいときには、後輪に小さい前後力を発生させる場合にも高い目標スリップ率が算出される。かかる状況に於いてスラローム走行等により旋回方向が逆転されると、後輪の車輪速度が小さすぎ、車輪がスピンし易く

10

20

30

40

50

なる。

【0023】請求項8の構成によれば、目標スリップ率の算出に使用されるタイヤモデルに於いて後輪のスリップ角が考慮され、該後輪のスリップ角に上限が設定されるので、後輪の実際のスリップ角が大きいときにも目標スリップ率が高い値に算出されることはなく、これにより旋回方向が逆転される場合にも、後輪の車輪速度が小さすぎること起因して車両がスピン状態になることが確実に回避される。

【0024】一般に、各輪の目標制御量が目標スリップ率であり、上述の請求項4の構成に準じて各輪の目標スリップ率の修正量が収束演算により算出される場合に於いて、車両の状況として目標スリップ率が振動的に変化し易い状況と振動的に変化しない状況とが存在する。そのため収束演算に於ける各輪の目標スリップ率の変化量に対する重みが一定である場合には、目標スリップ率が振動的に変化し、車両の運動が適正に制御されなくなることがある。

【0025】請求項9の構成によれば、各輪の目標制御量は目標スリップ率であり、各輪の目標制御量を算出する手段は収束演算に際し各輪の目標スリップ率の変化量に対する重みを各輪の状態に応じて可変設定する重み設定手段を有するので、各輪の状態に応じて各輪の目標スリップ率の変化量に対する重みを変更され、これにより目標スリップ率が振動的に変化することが回避される。

【0026】更に請求項10の構成によれば、重み設定手段は各輪のスリップ角に応じて各輪の目標スリップ率の変化量に対する重みを可変設定するよう構成される。

$$F_{txi} = -\frac{\xi_i^2 K_s}{1 - S_i} S_i - \mu W_i \cos \theta_i (1 - 3\xi_i^2 + 2\xi_i^3) \cdots \cdots (1)$$

$$F_{tyi} = -\frac{\xi_i^2 K_b \tan \beta_i}{1 - S_i} - \mu W_i \sin \theta_i (1 - 3\xi_i^2 + 2\xi_i^3) \cdots \cdots (2)$$

$$F_{txi} = -\mu W_i \cos \theta_i \cdots \cdots (3)$$

$$F_{tyi} = -\mu W_i \sin \theta_i \cdots \cdots (4)$$

【0031】尚係数 $K_b$ は図14に示されている如く、スリップ率 $S_i$ が0であるときのタイヤのスリップ角 $\beta_i$ に対する横力 $F_{tyi}$ のグラフの原点に於ける傾きであり、係数 $K_s$ は図15に示されている如く、スリップ角 $\beta_i$ が0であるときのタイヤのスリップ率 $S_i$ に対する

$$\cos \theta_i = \frac{S_i}{\lambda_i} \cdots \cdots (5)$$

$$\sin \theta_i = \frac{K_b \tan \beta_i}{K_s \lambda_i} \cdots \cdots (6)$$

$$\lambda_i = \sqrt{S_i^2 + \frac{K_b^2 \tan^2 \beta_i}{K_s^2}} \cdots \cdots (7)$$

$$\xi_i = 1 - \frac{K_s \lambda_i}{3\mu W_i (1 - S_i)} \cdots \cdots (8)$$

【0033】上記式1～4をスリップ率 $S_i$ にて偏微分することにより、微小なスリップ率の変化に対する前後力変化及び横力変化(タイヤ座標系)を演算する(下記

一般に、各輪の目標スリップ率の変化量が収束演算により算出される場合に於いて目標スリップ率が振動的に変化するかどうかは車輪のスリップ角により判定可能であるので、請求項10の構成によれば目標スリップ率が振動的に変化することが確実に回避される。

【0027】

【本発明の基本原理解】タイヤモデルとして制動時の横力の低下、荷重移動、タイヤスリップ角、路面の摩擦係数が考慮されるブラッシュタイヤモデルを例に本発明の基本原理解について説明する。

【0028】まずブラッシュタイヤモデルに基づき、各輪のタイヤが発生する前後力 $F_{txi}$ 及び横力 $F_{tyi}$  ( $i = fr, fl, rr, rl$ )を求め、また微小なスリップ率の変化によるタイヤ前後力変化及び横力変化を求める。

【0029】図13に示されている如く、各輪のタイヤ100の発生力 $F_{ti}$ 、即ち前後力 $F_{txi}$ 及び横力 $F_{tyi}$ の合力がタイヤの縦方向に対しなす角度を $\theta_i$ とし、タイヤのスリップ角を $\beta_i$ とし、タイヤのスリップ率を $S_i$  (制動時が正、 $-\infty < S_i < 1.0$ )とし、路面の摩擦係数を $\mu$ とし、タイヤの接地荷重を $W_i$ とし、 $K_s$ 及び $K_b$ を係数(正の定数)とすると、タイヤがロック状態にはない場合( $\xi_i \geq 0$ の場合)の前後力 $F_{txi}$ 及び横力 $F_{tyi}$ はそれぞれ下記の式1及び2にて表され、タイヤがロック状態にある場合( $\xi_i < 0$ の場合)の前後力 $F_{txi}$ 及び横力 $F_{tyi}$ はそれぞれ下記の式3及び4にて表される。

【0030】

【数1】

前後力 $F_{txi}$ のグラフの原点に於ける傾きである。また $\cos \theta$ 、 $\sin \theta$ 、 $\lambda$ 、 $\xi$ はそれぞれ下記の式5～8にて表される。

【0032】

【数2】

$$\cdots \cdots (5)$$

$$\cdots \cdots (6)$$

$$\cdots \cdots (7)$$

$$\cdots \cdots (8)$$

の式9及び10)。

【0034】

【数3】

7

8

$$\text{前後力変化: } \frac{\partial F_{txi}}{\partial S_i} \quad \dots\dots (9)$$

$$\text{横力変化: } \frac{\partial F_{tyi}}{\partial S_i} \quad \dots\dots (10)$$

【0035】次に下記の式11～18に従って右前輪 (fr)、左前輪 (fl)、右後輪 (rr)、左後輪 (rl) の各タイヤの前後力及び横力 (タイヤ座標系) を車輛座標系に変換して車輛の重心に作用する前後力  $F_{xi}$  及び横力  $F_{yi}$  を演算すると共に、モーメント  $M_i$  を演算する。尚下記の各式に於いて、 $\phi_f$  及び  $\phi_r$  はそれぞれ前輪及び

後輪の舵角であり、 $T_r$  は車輛のトレッド幅であり、 $L_f$  及び  $L_r$  はそれぞれ車輛の重心から前輪車軸及び後輪車軸までの距離であり、 $T(\phi_f)$  及び  $T(\phi_r)$  はそれぞれ下記の式19及び20にて表される値である。

【0036】

【数4】

$$\begin{bmatrix} F_{xfr} \\ F_{yfr} \end{bmatrix} = T(\phi_f) \begin{bmatrix} F_{txfr} \\ F_{tyfr} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (11)$$

$$M_{fr} = \begin{bmatrix} \frac{T_r}{2} & L_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{xfr} \\ F_{yfr} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (12)$$

【0037】

$$\begin{bmatrix} F_{xfl} \\ F_{yfl} \end{bmatrix} = T(\phi_f) \begin{bmatrix} F_{txfl} \\ F_{tyfl} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (13)$$

$$M_{fl} = \begin{bmatrix} -\frac{T_r}{2} & L_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{xfl} \\ F_{yfl} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (14)$$

20

【数5】

【0038】

$$\begin{bmatrix} F_{xrr} \\ F_{yrr} \end{bmatrix} = T(\phi_r) \begin{bmatrix} F_{txrr} \\ F_{tyrr} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (15)$$

$$M_{rr} = \begin{bmatrix} \frac{T_r}{2} & -L_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{xrr} \\ F_{yrr} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (16)$$

【数6】

【0039】

$$\begin{bmatrix} F_{xrl} \\ F_{yrl} \end{bmatrix} = T(\phi_r) \begin{bmatrix} F_{txrl} \\ F_{tyrl} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (17)$$

$$M_{rl} = \begin{bmatrix} -\frac{T_r}{2} & -L_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{xrl} \\ F_{yrl} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (18)$$

【数7】

【0040】

$$T(\phi_f) = \begin{bmatrix} \cos\phi_f & -\sin\phi_f \\ \sin\phi_f & \cos\phi_f \end{bmatrix} \quad \dots\dots (19)$$

$$T(\phi_r) = \begin{bmatrix} \cos\phi_r & -\sin\phi_r \\ \sin\phi_r & \cos\phi_r \end{bmatrix} \quad \dots\dots (20)$$

【数8】

【0041】同様に、下記の式21～28に従って右前輪 (fr)、左前輪 (fl)、右後輪 (rr)、左後輪 (rl) の各タイヤの前後力及び横力の偏微分値 (タイヤ座標系) を車輛座標系に変換して車輛に作用する前後力及び

横力の偏微分値 (微係数) を演算すると共に、モーメントの偏微分値 (微係数) を演算する。

【0042】

【数9】

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xfr}}{\partial S_{fr}} \\ \frac{\partial F_{yfr}}{\partial S_{fr}} \end{bmatrix} = T(\phi_f) \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{txfr}}{\partial S_{fr}} \\ \frac{\partial F_{tyfr}}{\partial S_{fr}} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (21)$$

$$\frac{\partial M_{fr}}{\partial S_{fr}} = \begin{bmatrix} \frac{T_r}{2} & L_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xfr}}{\partial S_{fr}} \\ \frac{\partial F_{yfr}}{\partial S_{fr}} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (22)$$

【0043】

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xfl}}{\partial S_{fl}} \\ \frac{\partial F_{yfl}}{\partial S_{fl}} \end{bmatrix} = T(\phi_f) \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{txfl}}{\partial S_{fl}} \\ \frac{\partial F_{tyfl}}{\partial S_{fl}} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (23)$$

$$\frac{\partial M_{fl}}{\partial S_{fl}} = \begin{bmatrix} -\frac{T_r}{2} & L_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xfl}}{\partial S_{fl}} \\ \frac{\partial F_{yfl}}{\partial S_{fl}} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (24)$$

【0044】

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xrr}}{\partial S_{rr}} \\ \frac{\partial F_{yrr}}{\partial S_{rr}} \end{bmatrix} = T(\phi_r) \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{txrr}}{\partial S_{rr}} \\ \frac{\partial F_{tyrr}}{\partial S_{rr}} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (25)$$

$$\frac{\partial M_{rr}}{\partial S_{rr}} = \begin{bmatrix} \frac{T_r}{2} & -L_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xrr}}{\partial S_{rr}} \\ \frac{\partial F_{yrr}}{\partial S_{rr}} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (26)$$

【0045】

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xrl}}{\partial S_{rl}} \\ \frac{\partial F_{yrl}}{\partial S_{rl}} \end{bmatrix} = T(\phi_r) \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{txrl}}{\partial S_{rl}} \\ \frac{\partial F_{tyrl}}{\partial S_{rl}} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (27)$$

$$\frac{\partial M_{rl}}{\partial S_{rl}} = \begin{bmatrix} -\frac{T_r}{2} & -L_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xrl}}{\partial S_{rl}} \\ \frac{\partial F_{yrl}}{\partial S_{rl}} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (28)$$

【0046】次に各輪のスリップ率が目標スリップ率 $S_i$ であるときに発生する車輪の前後力 $F_x$ 、横力 $F_y$ 、モーメント $M$ をそれぞれ各輪による前後力 $F_{xi}$ 、横力 $F_{yi}$ 、モーメント $M_i$ の和として下記の式29に従って推

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{xfr} \\ F_{yfr} \\ M_{fr} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xfl} \\ F_{yfl} \\ M_{fl} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xrr} \\ F_{yrr} \\ M_{rr} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xrl} \\ F_{yrl} \\ M_{rl} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (29)$$

【0048】次に下記の(A)及び(B)の考え方に基づき、下記の式30及び31に従って目標前後力 $F_{xa}$ 、目標横力 $F_{ya}$ 、目標モーメント $M_a$ を演算する。尚下記の式30の右辺はスリップ率が0であるときに各輪により発生される前後力、横力、モーメントを表している。

【0049】(A)車輪の運動制御により車輪の挙動を安定化させるための目標前後力 $F_{xt}$ 及び目標モーメント

定演算する。

【0047】

【数13】

$M_t$ は運動制御していないとき(スリップ率 $S_i$ が0であるとき)に発生する前後力 $F_{xso}$ 及びモーメント $M_{so}$ に対する上乗せ量であると見なす。

【0050】(B)運動制御していないときの横力 $F_{ys0}$ を目標横力 $F_{ya}$ とすることにより、運動制御時の横力の低下を極力減らす。

【0051】

【数14】

$$\begin{bmatrix} F_{xso} \\ F_{yso} \\ M_{so} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{xfrso} \\ F_{yfrso} \\ M_{frso} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xflso} \\ F_{yflso} \\ M_{flso} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xrrso} \\ F_{yrrso} \\ M_{rrso} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xrlso} \\ F_{yrlso} \\ M_{rlso} \end{bmatrix} \dots\dots (30)$$

$$\begin{bmatrix} F_{xa} \\ F_{ya} \\ M_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{xt} \\ 0 \\ M_t \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xso} \\ F_{yso} \\ M_{so} \end{bmatrix} \dots\dots (31)$$

【0052】被制御4輪のスリップ率の微小変化 $dS$ による車体に作用する前後力の変化 $dF_x$ 、横力の変化 $dF_y$ 、モーメントの変化 $dM$ は下記の式32により表される。尚下記の式32に於いて、 $dS_{fr}$ 、 $dS_{fl}$ 、 $dS_{rr}$ 、 $dS_{rl}$ はそれぞれ右前輪、左前輪、右後輪、左

後輪のスリップ率の微小変化量であり、 $J$ はヤコビ行列である。

【0053】

【数15】

$$\begin{bmatrix} dF_x \\ dF_y \\ dM \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xfr}}{\partial S_{fr}} & \frac{\partial F_{xfl}}{\partial S_{fl}} & \frac{\partial F_{xrr}}{\partial S_{rr}} & \frac{\partial F_{xrl}}{\partial S_{rl}} \\ \frac{\partial F_{yfr}}{\partial S_{fr}} & \frac{\partial F_{yfl}}{\partial S_{fl}} & \frac{\partial F_{yrr}}{\partial S_{rr}} & \frac{\partial F_{yrl}}{\partial S_{rl}} \\ \frac{\partial M_{fr}}{\partial S_{fr}} & \frac{\partial M_{fl}}{\partial S_{fl}} & \frac{\partial M_{rr}}{\partial S_{rr}} & \frac{\partial M_{rl}}{\partial S_{rl}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} dS_{fr} \\ dS_{fl} \\ dS_{rr} \\ dS_{rl} \end{bmatrix} = J dS \dots\dots (32)$$

【0054】次に目標前後力 $F_{xa}$ 、目標横力 $F_{ya}$ 、目標モーメント $M_a$ を実現するスリップ率 $S_i$ を演算する。ただしこのスリップ率を解析的に解くことは困難であるため、以下の収束演算により求める。

【0055】いま現在の前後力、横力、モーメントと目標前後力、目標横力、目標モーメントとの差を $\Delta$ とする

$$\Delta = \begin{bmatrix} \delta F_x \\ \delta F_y \\ \delta M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{xa} - F_x \\ F_{ya} - F_y \\ M_a - M \end{bmatrix} \dots\dots (33)$$

【0057】

$$L = \delta S^T W_{ds} \delta S + (S + \delta S)^T W_s (S + \delta S) + E^T W_f E \dots\dots (34)$$

【0058】式34の評価関数 $L$ を最小化するスリップ率修正量 $\delta S$ は下記の式35の通りである。ただし $F_x$ 、 $F_y$ 、 $M$ はそれぞれ現在の被制御輪のスリップ率で発生している前後力、横力、モーメント(式29)であり、 $F_{xa}$ 、 $F_{ya}$ 、 $M_a$ はそれぞれ目標前後力、目標横力、目標モーメント(式31)であり、 $S$ 及び $\delta S$ はそれぞれ各輪のスリップ率(下記の式36)及びスリップ率修正量(下記の式37)であり、 $E$ は $\Delta$ と $\delta S$ による

と、 $\Delta$ は下記の式33により表され、この $\Delta$ を0にするスリップ率修正量のうち、 $T$ をトランスポートとして下記の式34にて表される評価関数 $L$ を最小化するスリップ率修正量 $\delta S$ を求める。

【0056】

【数16】

前後力、横力、モーメントの修正量との差(下記の式38)であり、 $W_{ds}$ はスリップ率修正量 $\delta S$ に対する重み(下記の式39)であり、 $W_s$ はスリップ率 $S$ に対する重み(下記の式40)であり、 $W_f$ は各力に対する重み(下記の式41)であり、各重みは0又は正の値である。

【0059】

$$\delta S = (W_{ds} + W_s + J^T W_f J)^{-1} (-W_s S + J^T W_f \Delta) \dots\dots (35)$$

【0060】

$$S = \begin{bmatrix} S_{fr} \\ S_{fl} \\ S_{rr} \\ S_{rl} \end{bmatrix} \dots\dots (36)$$

【数17】

【0061】

【数18】



13

$$\delta S = \begin{bmatrix} \delta S_{fr} \\ \delta S_{fl} \\ \delta S_{rr} \\ \delta S_{rl} \end{bmatrix}$$

..... (3 7)

14

【0 0 6 2】

$$E = \begin{bmatrix} \delta F_x - dF_x \\ \delta F_y - dF_y \\ \delta M - dM \end{bmatrix}$$

【数 1 9】

..... (3 8)

【0 0 6 3】

$$Wds = \begin{bmatrix} Wdsfr & 0 & 0 & 0 \\ 0 & Wdsfl & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Wdsrr & 0 \\ 0 & 0 & 0 & Wdsrl \end{bmatrix}$$

【数 2 0】

..... (3 9)

【0 0 6 4】

$$Ws = \begin{bmatrix} Wsf & 0 & 0 & 0 \\ 0 & Wsf & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Wsr & 0 \\ 0 & 0 & 0 & Wsr \end{bmatrix}$$

【数 2 1】

..... (4 0)

【0 0 6 5】

$$Wf = \begin{bmatrix} WFx & 0 & 0 \\ 0 & Wfy & 0 \\ 0 & 0 & WM \end{bmatrix}$$

【数 2 2】

..... (4 1)

【0 0 6 6】従って前回の目標スリップ率  $S_i$  をスリップ率修正量  $\delta S_i$  にて修正することにより、目標前後力  $F_{xa}$ 、目標横力  $F_{ya}$ 、目標モーメント  $M_a$  を達成する各輪の目標スリップ率  $S_i$  を演算することができる。

【0 0 6 7】

【課題解決手段の好ましい態様】本発明の一つの好ましい態様によれば、上記請求項 1 の構成に於いて、車輪制御量は車輪のスリップ率であるよう構成される（好ましい態様 1）。

【0 0 6 8】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項 2 の構成に於いて、車輛状態量は前後力、横力、ヨーモーメントの組合せであるよう構成される（好ましい態様 2）。

【0 0 6 9】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項 3 の構成に於いて、車輪操作装置は車輪の制駆動力を制御する装置であるよう構成される（好ましい態様 3）。

【0 0 7 0】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項 3 の構成に於いて、車輪制御量は車輪のスリップ率であるよう構成される（好ましい態様 4）。

【0 0 7 1】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項 5 の構成に於いて、タイヤモデルはブラッシュタイプモデルであるよう構成される（好ましい態

様 5）。

【0 0 7 2】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項 7 の構成に於いて、後輪の目標スリップ率は 0 に低減されるよう構成される（好ましい態様 6）。

【0 0 7 3】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項 10 の構成に於いて、重み設定手段は車輪のスリップ角の符号及びヨーモーメントの符号に基づき当該車輪の目標スリップ率の変化量に対する重みを可変設定するよう構成される（好ましい態様 7）。

【0 0 7 4】

【発明の実施の形態】以下に添付の図を参照しつつ、本発明を好ましい実施形態について詳細に説明する。

【0 0 7 5】図 1 は本発明による車輛の運動制御装置の一つの好ましい実施形態を示す概略構成図である。

【0 0 7 6】図 1 に於て、10FL 及び 10FR はそれぞれ車輛 12 の左右の前輪を示し、10RL 及び 10RR はそれぞれ車輛の駆動輪である左右の後輪を示している。従動輪であり操舵輪でもある左右の前輪 10FL 及び 10FR は運転者によるステアリングホイール 14 の転舵に応答して駆動されるラック・アンド・ピニオン式のパワーステアリング装置 16 によりタイロッド 18L 及び 18R を介して操舵される。

【0077】各車輪の制動力は制動装置20の油圧回路22によりホイールシリンダ24FR、24FL、24RR、24RLの制動圧が制御されることによって制御されるようになっている。図には示されていないが、油圧回路22はリザーバ、オイルポンプ、種々の弁装置等を含み、各ホイールシリンダの制動圧は通常時には運転者によるブレーキペダル26の踏み込み操作に応じて駆動されるマスタシリンダ28により制御され、また必要に応じて後に詳細に説明する如く電気式制御装置30により制御される。

【0078】車輪10FR～10RLにはそれぞれ車輪速度 $V_{wi}$  ( $i = fr, fl, rr, rl$ )を検出する車輪速度センサ32FR、32FL、32RR、32RLが設けられ、ステアリングホイール14が連結されたステアリングコラムには操舵角 $\phi$ を検出する操舵角センサ34が設けられている。また車輛12にはそれぞれ車輛のヨーレート $\gamma$ を検出するヨーレートセンサ36、前後加速度 $G_x$ を検出する前後加速度センサ38、横加速度 $G_y$ を検出する横加速度センサ40、車速 $V$ を検出する車速センサ42が設けられている。尚操舵角センサ34、ヨーレートセンサ36及び横加速度センサ40は車輛の左旋回方向を正としてそれぞれ操舵角、ヨーレート及び横加速度を検出する。

【0079】図示の如く、車輪速度センサ32FR～32RLにより検出された車輪速度 $V_{wi}$ を示す信号、操舵角センサ34により検出された操舵角 $\phi$ を示す信号、ヨーレートセンサ36により検出されたヨーレート $\gamma$ を示す信号、前後加速度センサ38により検出された前後加速度 $G_x$ を示す信号、横加速度センサ40により検出された横加速度 $G_y$ を示す信号、車速センサ42により検出された車速 $V$ を示す信号は電気式制御装置30に入力される。尚図には詳細に示されていないが、電気式制御装置30は例えばCPUとROMとRAMと入出力ポート装置とを有し、これらが双方向性のコモンバスにより互いに接続された一般的な構成のマイクロコンピュータを含んでいる。

【0080】電気式制御装置30は、後述の如く図2乃至図7に示されたフローチャートに従い、各輪のスリップ率 $S_i$ が0であるときの車輛の前後力 $F_{xso}$ 、横力 $F_{yso}$ 、モーメント $M_{so}$ と車輛の挙動を安定化させるための目標前後力 $F_{xt}$ 及び目標モーメント $M_t$ との和として車輛の目標前後力 $F_{xa}$ 、横力 $F_{ya}$ 、モーメント $M_a$ を演算し、各輪のスリップ率の微小な変化 $dS_i$ に対する車輛の前後力、横力、モーメントの変化 $dF_x$ 、 $dF_y$ 、 $dM$ を示す微係数 $\partial F_{xi} / \partial S_i$ 、 $\partial F_{yi} / \partial S_i$ 、 $\partial M_i / \partial S_i$ を演算する。

【0081】また電気式制御装置30は、目標前後力 $F_{xa}$ と実際の前後力 $F_x$ との差、目標横力 $F_{ya}$ と実際の横力 $F_y$ との差、目標モーメント $M_a$ と実際のモーメント $M$ との差及び微係数 $\partial F_{xi} / \partial S_i$ 、 $\partial F_{yi} / \partial S_i$ 、

$\partial M_i / \partial S_i$ に基づき収束演算により前後力の修正量 $\delta F_x$ 、横力の修正量 $\delta F_y$ 、モーメントの修正量 $\delta M$ を演算し、前後力、横力、モーメントの修正量を達成するための各輪のスリップ率の修正量 $\delta S_i$ を演算し、前回演算された目標スリップ率をスリップ率修正量 $\delta S_i$ にて修正することにより今回の目標スリップ率 $S_i$ を演算し、必要に応じて目標スリップ率 $S_i$ を補正し、各輪の実際のスリップ率が目標スリップ率になるよう各輪の制動力を制御する。

【0082】次に図2乃至図7に示されたフローチャートを参照して図示の実施形態に於ける車輛の運動制御について説明する。尚図2に示されたゼネラルフローチャートによる制御は図には示されていないイグニッションスイッチの閉成により開始され、所定の時間毎に繰返し実行される。

【0083】まずステップ50に於いては各輪のスリップ率 $S_i$ がそれぞれ初期値として0に設定され、ステップ100に於いては車輪速度 $V_{wi}$ 等を示す信号の読み込みが行われ、ステップ150に於いては図3に示されたルーチンに従って後輪のスリップ角 $\beta_r$ が演算される。

【0084】ステップ200に於いては図4に示されたルーチンに従って前回のステップ500に於いて演算された目標スリップ率での車輛の前後力 $F_x$ 、横力 $F_y$ 、モーメント $M$ 、即ち現在の前後力、横力、モーメントが演算され、ステップ250に於いては図5に示されたルーチンに従って車輛の目標前後力 $F_{xa}$ 、目標横力 $F_{ya}$ 、目標モーメント $M_a$ が演算される。

【0085】ステップ300に於いては上記式9及び10に従って微小なスリップ率の変化に対する各輪の前後力の変化及び横力の変化が演算されると共に、上記式21～28及び式32に従って車輛の前後力の微係数 $\partial F_{xi} / \partial S_i$ 、横力の微係数 $\partial F_{yi} / \partial S_i$ 、モーメントの微係数 $\partial M_i / \partial S_i$ が演算される。

【0086】ステップ350に於いては上記式33に従ってそれぞれ前後力、横力、モーメントの目標値 $F_{xa}$ 、 $F_{ya}$ 、 $M_a$ と実際の値 $F_x$ 、 $F_y$ 、 $M$ との偏差として車輛の前後力の修正量 $\delta F_x$ 、横力の修正量 $\delta F_y$ 、モーメントの修正量 $\delta M$ が演算される。

【0087】ステップ400に於いては図6に示されたルーチンに従って各輪のスリップ率の修正量 $\delta S_i$ に対する重み $W_{ds}$  (式39)が演算されると共に、現在の車輛の前後力、横力、モーメントと目標前後力、目標横力、目標モーメントとの差 $\Delta$ を0にするスリップ率修正量のうち、上記式34にて表される評価関数 $L$ を最小化する各輪のスリップ率の修正量 $\delta S_i$ が上記式35に従って演算される。

【0088】ステップ450に於いては前回の目標スリップ率 $S_i$ とステップ400に於いて演算されたスリップ率の修正量 $\delta S_i$ との和( $S_i + \delta S_i$ )として修正後の目標スリップ率 $S_i$ が演算される。

10

20

30

40

50

【0089】ステップ500に於いては図7に示されたルーチンに従って目標スリップ率 $S_i$ が必要に応じて補正され、ステップ550に於いては各輪の車輪速度 $V_{wi}$ に基づき各輪の実際のスリップ率が演算されると共に、各輪の実際のスリップ率が目標スリップ率 $S_i$ になるよう各輪の制動力が車輪速度フィードバックにて制御され、しかる後ステップ150へ戻る。

【0090】図3に示された後輪のスリップ角 $\beta_r$ 演算ルーチンのステップ155に於いては、横加速度 $G_y$ と車速 $V$ 及びヨーレート $\gamma$ の積 $V\gamma$ との偏差 $G_y - V\gamma$ として横加速度の偏差、即ち車輪の横すべり加速度 $V_{yd}$ が

$$\beta_r = \beta - L_r \gamma / V$$

【0093】ステップ165に於いては基準値 $\beta_{rc}$ を正の定数として後輪のスリップ角 $\beta_r$ が基準値 $\beta_{rc}$ を越えているか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ175へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ170に於いて後輪のスリップ角 $\beta_r$ が基準値 $\beta_{rc}$ に設定される。

【0094】同様にステップ175に於いては後輪のスリップ角 $\beta_r$ が $-\beta_{rc}$ 未満であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはそのままステップ200へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ180に於いて後輪のスリップ角 $\beta_r$ が $-\beta_{rc}$ に設定され、し

$$\beta_f = -\phi_f + \beta + L_f \gamma / V$$

【0097】ステップ210に於いては $g$ を重力加速度として車体の前後加速度 $G_x$ 及び横加速度 $G_y$ に基づき下記の式44に従ってタイヤに対する路面の摩擦係数 $\mu$

$$\mu = (G_x^2 + G_y^2)^{1/2} / g$$

【0099】ステップ215に於いては車体の前後加速度 $G_x$ 及び横加速度 $G_y$ に基づき当技術分野に於いて周知の要領にて各輪の荷重移動量 $\Delta W_i$ が演算されると共に、各輪の支持荷重 $W_i$ が各輪の静荷重 $W_{si}$ と荷重移動量 $\Delta W_i$ との和( $W_{si} + \Delta W_i$ )として演算される。

【0100】ステップ220に於いては各輪のグリップ状態の判定値 $\xi_i$ が上記式8に従って演算され、ステップ225に於いては判定値 $\xi_i$ が正又は0であるか否かの判別、即ち車輪がグリップ状態にあるか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはそれぞれ上記式1及び2に従って各輪の前後力 $F_{txi}$ 及び横力 $F_{tyi}$ が演算され、否定判別が行われたときにはステップ235に於いてそれぞれ上記式3及び4に従って各輪の前後力 $F_{txi}$ 及び横力 $F_{tyi}$ が演算される。尚ステップ225～235は各輪毎に実行される。

【0101】ステップ240に於いては車輪の前後力 $F$

$$\gamma_c = V \phi / (1 + K_h V^2) H$$

$$\gamma_t = \gamma_c / (1 + T_s)$$

【0104】ステップ260に於いては下記の式47に従ってドリフトアウト量 $DV$ が演算される。尚ドリフトアウト量 $DV$ は $H$ をホイールベースとして下記の式48

$$DV = (\gamma_t - \gamma)$$

演算され、横すべり加速度 $V_{yd}$ が積分されることにより車体の横すべり速度 $V_y$ が演算され、車体の前後速度 $V_x$ (=車速 $V$ )に対する車体の横すべり速度 $V_y$ の比 $V_y / V_x$ として車体のスリップ角 $\beta$ が演算される。

【0091】ステップ160に於いては $L_r$ を車輪の重心と後輪車軸との間の車輪前後方向の距離として下記の式42に従って後輪のスリップ角 $\beta_r$ が演算される。尚後輪のスリップ角 $\beta_r$ は後輪のころがり方向に対し後輪のすべり方向が反時計廻り方向にある場合が正である。

【0092】

$$\dots\dots (42)$$

かる後ステップ200へ進む。

【0095】図4に示された目標スリップ率での車輪の前後力 $F_x$ 、横力 $F_y$ 、モーメント $M$ 演算ルーチンのステップ205に於いては、操舵角 $\phi$ に基づき前輪の実際舵角 $\phi_f$ が演算されると共に、 $L_f$ を車輪の重心と前輪車軸との間の車輪前後方向の距離として下記の式43に従って前輪のスリップ角 $\beta_f$ が演算される。尚前輪のスリップ角 $\beta_f$ は前輪のころがり方向に対し前輪のすべり方向が反時計廻り方向にある場合が正である。

【0096】

$$\dots\dots (43)$$

が推定演算される。

【0098】

$$\dots\dots (44)$$

$x$ 、横力 $F_y$ 、モーメント $M$ に対する各輪の成分が上記式11～20に従って演算され、ステップ245に於いては上記式29に従って車輪の実際の前後力 $F_x$ 、実際の横力 $F_y$ 、実際のモーメント $M$ が演算され、しかる後ステップ250へ進む。

【0102】図5に示された車輪の目標前後力 $F_{xa}$ 、目標横力 $F_{ya}$ 、目標モーメント $M_a$ 演算ルーチンのステップ255に於いては、 $K_h$ をスタビリティファクタとし $H$ をホイールベースとして下記の式45に従って目標ヨーレート $\gamma_c$ が演算されると共に、 $T$ を時定数とし $s$ をラプラス演算子として下記の式46に従って基準ヨーレート $\gamma_t$ が演算される。尚目標ヨーレート $\gamma_c$ は動的なヨーレートを考慮すべく車輪の横加速度 $G_y$ を加味して演算されてもよい。

【0103】

$$\dots\dots (45)$$

$$\dots\dots (46)$$

に従って演算されてもよい。

【0105】

$$\dots\dots (47)$$

$$DV = H (\gamma_t - \gamma) / V$$

【0106】ステップ265に於いてはヨーレート $\gamma$ の符号に基づき車輛の旋回方向が判定され、ドリフトアウト状態量DSが車輛が左旋回するときにはDVとして、車輛が右旋回するときには-DVとして演算され、演算結果が負の値のときにはドリフトアウト状態量は0とされる。

【0107】ステップ270に於いてはドリフトアウト状態量DSに基き図8に示されたグラフに対応するマップ

$$M_t = K_{m1} (\beta - \beta_t) + K_{m2} (\beta_d - \beta_{td}) \quad \cdots (49)$$

【0109】ステップ280に於いては下記の式50に従って係数Kgと車輛の質量Massと重力加速度gとの

$$F_{xt} = -Kg \text{ Mass } g$$

【0111】ステップ285に於いては各輪のスリップ率Siが0であるときの車輛の前後力Fxso、横力Fys<sub>o</sub>、モーメントMsoが上記式30に従って演算され、ステップ290に於いては車輛の目標前後力Fxa、横力Fya、モーメントMaが上記式31に従って演算され、しかる後ステップ300へ進む。

【0112】図6に示された各輪のスリップ率の修正量演算ルーチンのステップ402に於いては、右前輪及び左前輪のスリップ率の修正量 $\delta S_{fr}$ 及び $\delta S_{fl}$ に対する重みWdsfr及びWdsflがそれぞれ1に設定され、ステップ404に於いては前輪のスリップ角 $\beta_f$ が正であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ410へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ406へ進む。

【0113】ステップ406に於いては目標モーメントMaが負であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ414へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ408に於いて右前輪のスリップ率の修正量 $\delta S_{fr}$ に対する重みWdsfrが5に設定される。同様にステップ410に於いては目標モーメントMaが正であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ414へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ412に於いて左前輪のスリップ率の修正量 $\delta S_{fl}$ に対する重みWdsflが5に設定される。

【0114】またステップ414に於いては右後輪及び左後輪のスリップ率の修正量 $\delta S_{rr}$ 及び $\delta S_{rl}$ に対する重みWdsrr及びWdsrlがそれぞれ1に設定され、ステップ416に於いては後輪のスリップ角 $\beta_r$ が正であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ422へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ418へ進む。

【0115】ステップ418に於いては目標モーメントMaが正であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ426へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ420に於いて右後輪のスリップ率の修正量 $\delta S_{rr}$ に対する重みWdsrrが5に設定される。同様にステップ422に於いては目標モーメントMaが

..... (48)

より係数Kgが演算され、ステップ275に於いてはKm1及びKm2をそれぞれ正の定数とし、 $\beta_d$ を車輛のスリップ角 $\beta$ の微分値とし、 $\beta_t$ 及び $\beta_{td}$ をそれぞれ車輛の目標スリップ角及び目標スリップ角の微分値として下記の式49に従って挙動制御の目標モーメントMtが演算される。尚目標スリップ角 $\beta_t$ 及び目標スリップ角の微分値 $\beta_{td}$ は何れも0であってもよい。

【0108】

積として挙動制御の目標前後力Fxtが演算される。

【0110】

..... (50)

負であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ426へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ424に於いて左後輪のスリップ率の修正量 $\delta S_{rl}$ に対する重みWdsrlが5に設定される。

【0116】ステップ426に於いてはステップ402～424に於いて設定された各輪のスリップ率の修正量 $\delta S$ に対する重みWdsfr～Wdsrlを用いて、上記式34にて表される評価関数Lを最小化する各輪のスリップ率の修正量 $\delta S_i$ が上記式35に従って演算される。

【0117】図7に示された目標スリップ率補正演算ルーチンのステップ505に於いては、目標モーメントMaが負であり且つ後輪のスリップ角 $\beta_r$ が正であり且つ車輛のヨーレート $\gamma$ が正であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ510へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ515に於いて後輪の目標スリップ率Srr及びSrlがそれぞれ0に設定され、しかる後ステップ550へ進む。

【0118】ステップ510に於いては目標モーメントMaが正であり且つ後輪のスリップ角 $\beta_r$ が負であり且つ車輛のヨーレート $\gamma$ が負であるか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ515へ進み、否定判別が行われたときにはそのままステップ550へ進む。

【0119】かくして図示の実施形態によれば、ステップ150に於いて後輪のスリップ角 $\beta_r$ が演算され、ステップ200に於いて現在の車輛の前後力Fx、横力Fy、モーメントMが演算され、ステップ250に於いて各輪のスリップ率Siが0であるときの車輛の前後力Fxso、横力Fys<sub>o</sub>、モーメントMsoと車輛の挙動を安定化させるための目標前後力Fxt及び目標モーメントMtとの和として車輛の目標前後力Fxa、横力Fya、モーメントMaが演算され、ステップ300に於いて各輪のスリップ率の微小な変化 $dS_i$ に対する車輛の前後力、横力、モーメントの変化 $dF_x$ 、 $dF_y$ 、 $dM$ を示す微係数 $\partial F_{xi} / \partial S_i$ 、 $\partial F_{yi} / \partial S_i$ 、 $\partial M_i / \partial S_i$ が演算される。

【0120】またステップ350に於いて目標前後力F

xaと実際の前後力Fxとの差、目標横力Fyaと実際の横力Fyとの差、目標モーメントMaと実際のモーメントMとの差及び微係数 $\partial F_{xi} / \partial S_i$ 、 $\partial F_{yi} / \partial S_i$ 、 $\partial M_i / \partial S_i$ に基づき収束演算により前後力の修正量 $\delta F_x$ 、横力の修正量 $\delta F_y$ 、モーメントの修正量 $\delta M$ が演算され、ステップ400に於いて前後力、横力、モーメントの修正量を達成するための各輪のスリップ率の修正量 $\delta S_i$ が演算され、ステップ450に於いて前回演算された目標スリップ率がスリップ率修正量 $\delta S_i$ にて修正されることにより今回の目標スリップ率 $S_i$ が演算され、ステップ500に於いて必要に応じて目標スリップ率 $S_i$ が補正され、ステップ550に於いて各輪の実際のスリップ率が目標スリップ率になるよう制御される。

【0121】従って図示の実施形態によれば、車輛の前後力Fxが目標前後力Fxaになり、横力Fyが目標横力Fyaになり、モーメントMが目標モーメントMaになるよう各輪のスリップ率が制御されるので、車輛の運動、特に旋回時の挙動を確実に安定化させることができる。

【0122】特に図示の実施形態によれば、各輪のスリップ率修正量 $\delta S_i$ は現在の車輛の前後力、横力、モーメントと目標前後力、目標横力、目標モーメントとの差 $\Delta$ を0にするスリップ率修正量のうち、上記式34にて表される評価関数Lを最小化する各輪のスリップ率の修正量として上記式35に従って演算されるので、車輛や車輛の走行環境毎に各輪のスリップ率と車輛の運動を安定化させるための前後力、横力、モーメントとの間を対応関係を示す多数のマップを設定する必要がなく、これにより運動制御装置を簡便に構成することができ、また目標前後力、目標横力、目標モーメントを実現する各輪のスリップ率 $S_i$ が解析により演算される場合に比して迅速に目標スリップ率を演算することができ、これにより車輛の運動を応答遅れなく適切に制御することができる。

【0123】また車輛の運動を安定化させるための目標状態量が目標前後力及び目標モーメントのみである場合には、横力の低下が考慮されないため、車輛のコーストレース性が悪化し易いが、図示の実施形態によれば、目標前後力及び目標モーメントに加えて目標横力が考慮されるので、横力の低下に起因する車輛のコーストレース性の悪化を確実に回避することができる。

【0124】また図9に示されている如く、後輪10RR及び10RLのスリップ角 $\beta_r$ の大きさが大きいときには、後輪に小さい前後力を発生させる場合にもこれらの目標スリップ率 $S_{rr}$ 及び $S_{rl}$ が高い値になり、かかる状況に於いて旋回方向が逆転されると、後輪の車輪速度が小さ過ぎて車輛がスピンし易くなる。

【0125】図示の実施形態によれば、ステップ165～180に於いて後輪のスリップ角 $\beta_r$ の大きさが大きいときには後輪のスリップ角 $\beta_r$ が基準値 $\beta_{rc}$ 又は $-\beta$

rcに設定された状態にてステップ200以降が実行されるので、後輪の実際のスリップ角の大きさが大きいときにも後輪の目標スリップ率 $S_{rr}$ 及び $S_{rl}$ が高い値に演算されることがなく、従って車輛の旋回方向が逆転される場合にも後輪の車輪速度が小さ過ぎることに起因して車輛がスピン状態になることを確実に回避することができる。

【0126】また右前輪について図10に示されている如く、右前輪のスリップ角 $\beta_f$ が正である場合には、ブラッシュタイヤモデルによれば、右前輪のスリップ率 $S_{fr}$ と右前輪が車輛に与える前後力 $F_{xfr}$ 及び横力 $F_{yfr}$ との関係は図11(A)に示されている通りであり、右前輪のスリップ率 $S_{fr}$ と右前輪が車輛に与えるモーメント $M_{fr}$ との関係は図11(B)に示されている通りである。

【0127】図11(A)に示されている如く、スリップ率 $S_{fr}$ が増大するにつれて前後力 $F_{xfr}$ は単純に漸次減少し、横力 $F_{yfr}$ は単純に漸次増大するのに対し、モーメント $M_{fr}$ は図11(B)に示されている如くスリップ率 $S_{fr}$ が特定の値であるときにピーク値を有し、ピーク値の点Aの両側に於けるモーメント $M_{fr}$ の傾きは互いに逆である。

【0128】従って右前輪のスリップ率 $S_{fr}$ の修正量 $\delta S_{fr}$ に対する重み $W_{dsfr}$ が一定のまま目標モーメント $M_a$ が負の大きい値であるとして収束演算が行われると、右前輪のスリップ率 $S_{fr}$ の修正量 $\delta S_{fr}$ が比較的大きい絶対値にて符号が逆転し、そのため右前輪の目標スリップ率 $S_{fr}$ が点Aの近傍に於いて振動的に変化し、車輛の運動を適正に制御することが困難である。

【0129】尚このことは左後輪についても同様であり、また上記問題は左前輪及び右後輪については車輪のスリップ角が正であり且つ目標モーメント $M_a$ が正である場合に生じる。

【0130】図示の実施形態によれば、ステップ404～410及びステップ416～422に於いて各輪の目標スリップ率が振動的に変化する虞れがあるか否かが判定され、その虞れがあるときにはそれぞれステップ408、412、420、424に於いて対応する車輪の目標スリップ率の修正量 $\delta S_i$ に対する重み $W_{dsfr} \sim W_{dsrl}$ が1より5に増大されるので、収束演算により各輪の目標スリップ率 $S_i$ が振動的に変化することを防止して車輛の運動を適正に制御することができる。

【0131】また図示の実施形態によれば、各輪の目標スリップ率が振動的に変化する虞れがあるか否かの判定は車輪のスリップ角の符号だけでなく目標モーメント $M_a$ の符号も考慮して行なわれるので、車輪のスリップ角の符号のみに基づく場合に比して各輪の目標スリップ率が振動的に変化する虞れがあるか否かを正確に判定することができる。従って各輪の目標スリップ率が振動的に変化する虞れがない状況に於いて車輪の目標スリップ率

の修正量  $\delta S_i$  に対する重み  $Wdsfr \sim Wdsrl$  が不必要に増大され、そのため車輪の目標スリップ率の修正量の収束が遅くなることに起因して車輛の運動制御の応答性が悪化することを確実に防止することができる。

【0132】更に図12に示されている如く、目標モーメント  $Ma$  と後輪のスリップ角  $\beta_r$  の符号が逆の場合には、後輪の横力  $F_{yrr}$ 、 $F_{yrl}$  を低下させて目標モーメントを達成するよう後輪の目標スリップ率  $S_{rr}$ 、 $S_{rl}$  が高い値に演算され、かかる状況にて後輪のスリップ角の符号が逆転すると、後輪の横力の方向も逆転する。しかし後輪の目標スリップ率が高く後輪の横力が小さいので、目標モーメントが達成されず、そのため後輪の目標スリップ率が急激に低くなり、かかる後輪の目標スリップ率の急激な変化が旋回方向の逆転時に発生すると、後輪の制動力の低減が間に合わず、車輛のスピンが助長されてしまう。

【0133】これに対し図示の実施形態によれば、ステップ505又は510に於いて目標モーメント及び後輪のスリップ角の符号が逆の関係であることが判別されるとステップ515に於いて後輪の目標スリップ率  $S_{rr}$  及

$$F_{yt} = Ky1 (\beta - \beta_t) + Ky2 (\beta_d - \beta_{td}) \quad \dots\dots (51)$$

【0137】

$$\begin{bmatrix} F_{xa} \\ F_{ya} \\ Ma \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{xt} \\ F_{yt} \\ M_t \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xso} \\ F_{yso} \\ M_{so} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (52)$$

【0138】また上述の実施形態に於いては、ステップ550に於いて各輪の制動力が制御されることにより各輪の実際のスリップ率が目標スリップ率  $S_i$  に制御されるようになっているが、図には示されていないエンジンの出力が制御されることにより、各輪の制動力若しくは駆動力が制御されてよい。

【0139】また上述の実施形態に於いては、挙動制御の目標前後力  $F_{xt}$  及び目標モーメント  $M_t$  はステップ255～ステップ280に従って演算されるようになっているが、挙動制御の目標前後力  $F_{xt}$  及び目標モーメント  $M_t$  又は挙動制御の目標前後力  $F_{xt}$ 、目標横力  $F_{yt}$ 、目標モーメント  $M_y$  は当技術分野に於いて公知の任意の態様にて演算されてよい。

【0140】更に上述の実施形態に於いては、各輪の目標スリップ率が振動的に変化する虞れがあるか否かの判定は車輪のスリップ角の符号及び目標モーメント  $Ma$  の符号の両者に基づき行なわれるようになっているが、各輪の目標スリップ率が振動的に変化する虞れがあるか否かの判定は車輪のスリップ角の符号のみに基づき行なわれてもよい。

【0141】

【発明の効果】以上の説明より明らかなである如く、本発明の請求項1の構成によれば、多数のマップを要することなく車輛の運動を安定化させるための各輪の制御量を

び  $S_{rl}$  がそれぞれ0に低減されるので、後輪のスリップ角の符号が逆転しても目標スリップ率は急激に変化せず、後輪の制動力の低減の遅れに起因して車輛のスピンが助長されることを確実に回避することができる。

【0134】以上に於いては本発明を特定の実施形態について詳細に説明したが、本発明は上述の実施形態に限定されるものではなく、本発明の範囲内にて他の種々の実施形態が可能であることは当業者にとって明らかなであらう。

【0135】例えば上述の実施形態に於いては、ステップ250に於いて車輛の目標前後力  $F_{xa}$ 、目標横力  $F_{ya}$ 、目標モーメント  $Ma$  を演算するための式31に於いて挙動制御の目標横力が0に設定されるようになっているが、挙動制御の目標横力  $F_{yt}$  が  $Ky1$  及び  $Ky2$  をそれぞれ正の定数として目標モーメント  $M_t$  と同様下記の式51に従って演算され、車輛の目標前後力  $F_{xa}$ 、目標横力  $F_{ya}$ 、目標モーメント  $Ma$  が下記の式52に従って演算されてもよい。

【0136】

【数23】

目標制御量に高精度に制御することができ、これにより車輛の運動を確実に且つ適正に安定化させることができる。

【0142】また請求項2の構成によれば、車輛状態量は前後力、横力、ヨーモーメントの少なくとも何れかであるので、車輛の運動を安定化させるための車輛状態量の目標値を確実に算出することができる。

【0143】また請求項3の構成によれば、各輪の目標制御量は目標スリップ率であるので、各輪の車輪速度の制御により目標制御量を容易に且つ確実に実現することができる。

【0144】また請求項4の構成によれば、各輪の目標制御量を算出する手段は所定の評価関数の値が最小になるよう各輪の目標制御量の変化量が収束演算により算出され、該目標制御量の変化量にて前回算出された目標制御量が修正されるので、車輛の運動を安定化させるための車輛状態量の目標値を実現する各輪の目標制御量を確実に算出することができる。

【0145】また請求項5の構成によれば、タイヤモデルは制動時の横力の低下、荷重移動、タイヤスリップ角、路面の摩擦係数を考慮したタイヤモデルであるので、車輪制御量の微小変化に対する車輛状態量の変化の微係数であって、車輛の運動を安定化させるに適した微係数を算出することができる。

【0146】また請求項6の構成によれば、全ての車輪のスリップ率が零であるときの横力が推定され、該横力が車輪状態量の目標値としての目標横力に設定されるので、横力の不足に起因する車輪の安定性の悪化を確実に回避することができる。

【0147】また請求項7の構成によれば、ヨーモーメントの目標値及び後輪のスリップ角の符号が逆の関係であるときには、後輪の目標スリップ率が低減されるので、後輪のスリップ角の符号が逆転しても目標スリップ率は急激に変化せず、車輪操作装置の制御の遅れに起因して車輪のスピンが助長されることを確実に回避することができる。

【0148】また請求項8の構成によれば、目標スリップ率の算出に使用されるタイヤモデルに於いて後輪のスリップ角が考慮され、該後輪のスリップ角に上限が設定されるので、後輪の実際のスリップ角が大きいために目標スリップ率が高い値に算出されることはなく、これにより旋回方向が逆転される場合にも、後輪の車輪速度が小さすぎることに起因して車輪がスピン状態になることを確実に回避することができる。

【0149】また請求項9の構成によれば、各輪の状態に応じて各輪の目標スリップ率の変化量に対する重みが変更されるので、目標スリップ率が振動的に変化することを防止し、これにより車輪の運動を一層適正に制御することができる。

【0150】更に請求項10の構成によれば、各輪のスリップ角に応じて各輪の目標スリップ率の変化量に対する重みは各輪のスリップ角に応じて可変設定されるので、目標スリップ率が振動的に変化することを確実に防止することができる。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明による車輪の運動制御装置の一つの好ましい実施形態を示す概略構成図である。

【図2】図示の実施形態に於ける運動制御ルーチンを示すゼネラルフローチャートである。

【図3】図2に示されたフローチャートのステップ150に於ける後輪スリップ角 $\beta_r$ 演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図4】図2に示されたフローチャートのステップ200に於ける実際の前後力 $F_x$ 、横力 $F_y$ 、モーメント $M$ 演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図5】図2に示されたフローチャートのステップ250に於ける目標前後力 $F_{xa}$ 、横力 $F_{ya}$ 、モーメント $M_a$ 演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図6】図2に示されたフローチャートのステップ400に於ける各輪のスリップ率の修正量 $\delta S_i$ 演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図7】図2に示されたフローチャートのステップ500に於ける目標スリップ率 $S_i$ 演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図8】ドリフトアウト状態量 $DV$ と係数 $K_g$ との関係を示すグラフである。

【図9】左右後輪のスリップ角 $\beta_r$ の大きさが大きい状況を示す説明図である。

【図10】車輪が右旋回状態にあるときの右前輪のスリップ角 $\beta_{fr}$ を示す説明図である。

【図11】右前輪のスリップ率 $S_{fr}$ と右前輪が車輪に与える前後力 $F_{xfr}$ 及び横力 $F_{yfr}$ との関係(A)及び右前輪のスリップ角 $\beta_{fr}$ が正であるときの右前輪のスリップ率 $S_{fr}$ と右前輪が車輪の重心の周りに発生するモーメント $M_{fr}$ との関係(B)を示すグラフである。

【図12】目標モーメント $M_a$ 及び後輪のスリップ角 $\beta_r$ の符号が逆の関係にある状況を示す説明図である。

【図13】タイヤの発生力 $F_{ti}$ がタイヤの横方向に対した角度 $\theta_i$ 等を示す説明図である。

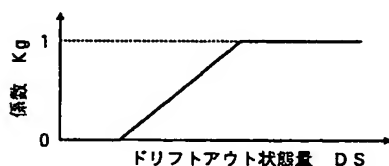
【図14】スリップ率が0であるときのタイヤのスリップ角 $\beta_i$ に対する横力 $F_{tyi}$ の関係を示すグラフである。

【図15】スリップ角 $\beta_i$ が0であるときのタイヤのスリップ率 $S_i$ に対する前後力 $F_{txi}$ の関係を示すグラフである。

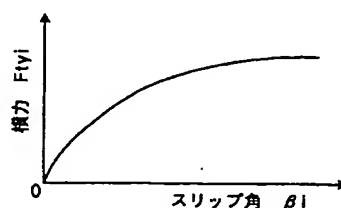
#### 【符号の説明】

- 10FR～10RL…車輪
- 20…制動装置
- 28…マスタシリンダ
- 30…電気式制御装置
- 32FR～32RL…車輪速度センサ
- 34…操舵角センサ
- 36…ヨーレートセンサ
- 38…前後加速度センサ
- 40…横加速度センサ
- 42…車速センサ

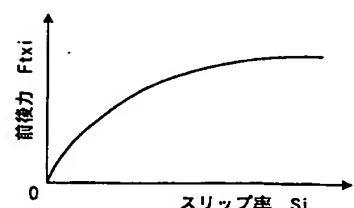
【図8】



【図14】

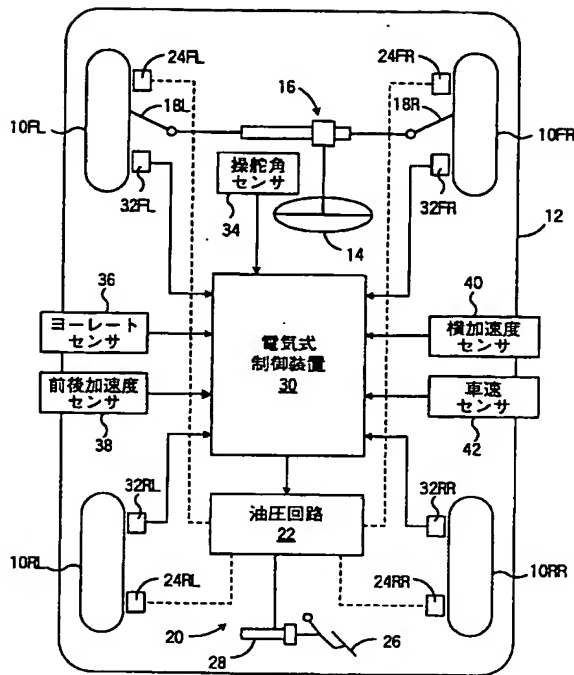


【図15】

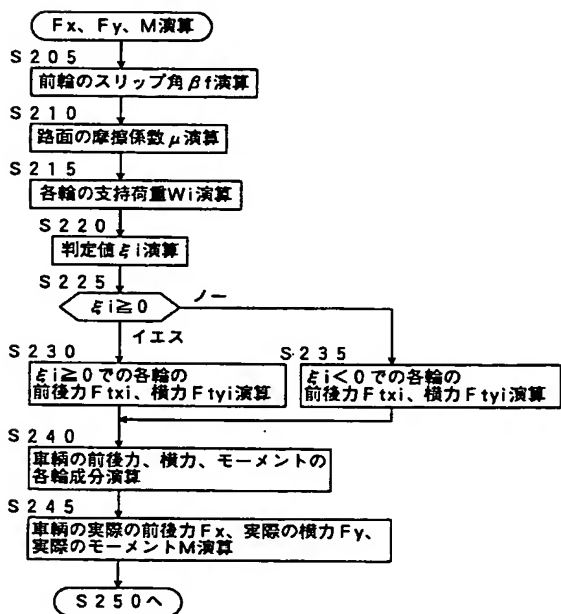




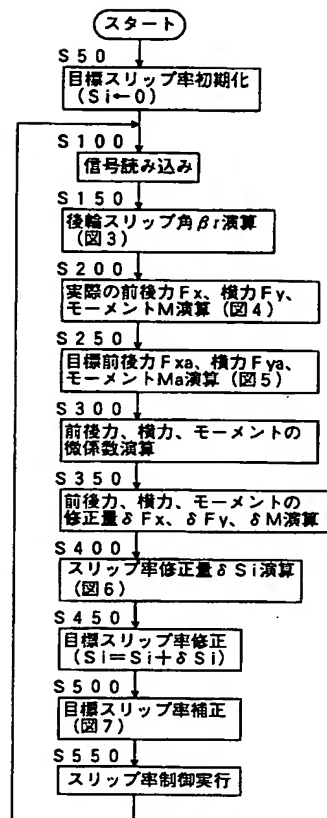
【図1】



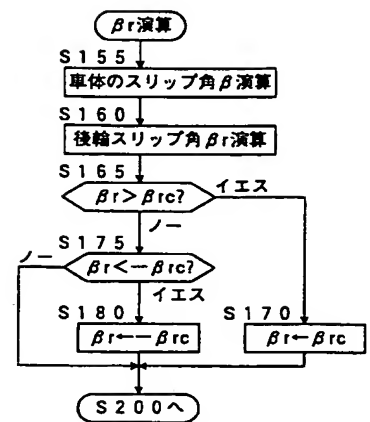
【図4】



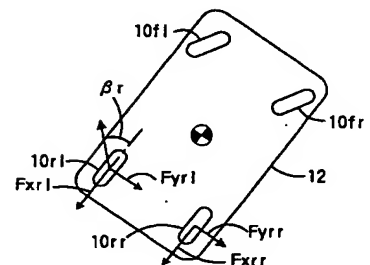
【図2】



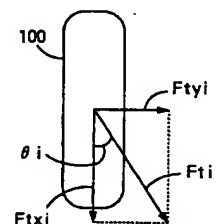
【図3】



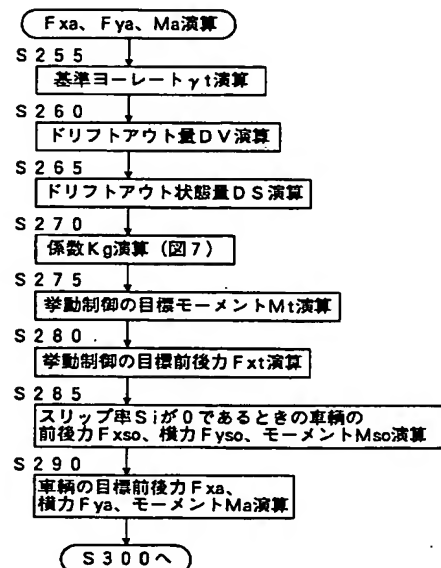
【図9】



【図13】

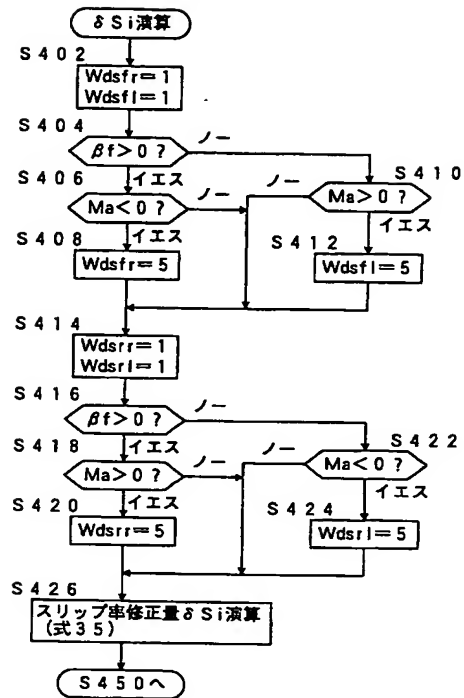


【図5】

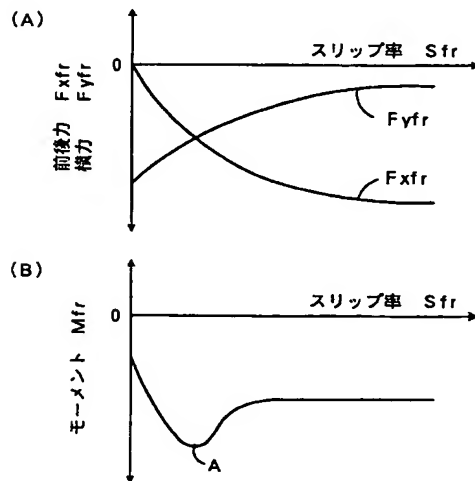




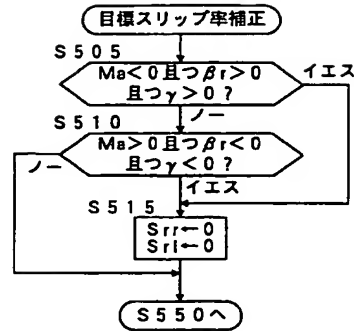
【図 6】



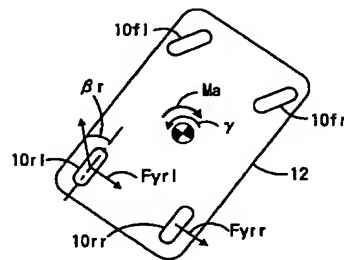
【図 11】



【図 7】



【図 12】



【図 10】

